第40卷 第6期
2023年12月
应用力学学报
Chinese Journal of Applied Mechanics
Vol. 40 No. 6
Dec. 2023

文章编号:1000-4939(2023)06-1315-09

仿生复合结构对冷却风扇性能与噪声影响研究

赵立杰[1,2],刘佳辉[1],王新玲[3]

(1. 沈阳航空航天大学,110136 沈阳;2. 辽宁省通用航空研究院,110136 沈阳;
3. 宁波雪龙集团有限公司,315806 宁波)

摘　要:基于对仿生生物的相关理论研究,提取了鲨鱼的菱形表面和蜣螂体表的凹坑特征,设计了复合结构耦合仿生风扇。为了研究仿生复合结构对发动机冷却风扇气动性能和噪声的影响,建立了与试验台相对应的CFD仿真模型,给出了风扇气动性能和噪声的计算方法,并将两款风扇的计算值进行对比。结果表明,在大流量区间内,复合结构耦合仿生风扇的做功能力有显著提升,静压提高了13.11%,功率降低了6.01%。且仿生复合结构能够将其附近杂乱无章的大涡流割裂成无数的小涡流,减少了相互无规则碰撞产生的涡流噪声。同时,也可以将A计权声压级峰值调配至两侧频率段内,以达到降噪的目的,噪声值减小了1.38 dB。

关键词:发动机冷却风扇;气动性能;气动噪声;流体仿真;仿生复合结构;涡流

中图分类号:TH42　　**文献标志码**:A　　**DOI**:10.11776/j.issn.1000-4939.2023.06.012

Study on the influence of bionic composite structure on the performance and noise of cooling fan

ZHAO Lijie[1,2],LIU Jiahui[1],WANG Xinling[3]

(1. Shenyang Aerospace University,110136 Shenyang,China;2. Liaoning General Aviation Academy,110136 Shenyang,China;3. Ningbo Xuelong Group Co.,Ltd.,315806 Ningbo,China)

Abstract:Based on the relevant theoretical research on bionic creatures,the diamond surface of the shark and the pit features of the dung beetle were extracted. Moreover,a composite structure coupling bionic fan was designed. In order to study the influence of bionic composite structure on aerodynamic performance and noise of engine cooling fan,a CFD simulation model corresponding to the test bench was established. A method calculating aerodynamic performance and noise of fan was given. And the calculated values of the two types of fans were compared. The results show that in the large flow range,the power capacity of the composite structure coupled bionic fan is significantly improved. The static pressure is increased by 13.11%,and the power is reduced by 6.01%. And it can be found that the bionic composite structure is able to separate the large and chaotic vortexes nearby into numerous small vortexes. The vortex noise which is caused by irregular collision is reduced. At the same time, it can also allocate the peak value of

收稿日期:2021-12-10　　修回日期:2022-02-15
基金项目:辽宁省自然科学基金资助项目(No. 20180551052)
通信作者:赵立杰,副教授。E-mail:zhaolj@sau.edu.cn
引用格式:赵立杰,刘佳辉,王新玲. 仿生复合结构对冷却风扇性能与噪声影响研究[J]. 应用力学学报,2023,40(6):1315-1323.
ZHAO Lijie,LIU Jiahui,WANG Xinling. Study on the influence of bionic composite structure on the performance and noise of cooling fan[J]. Chinese journal of applied mechanics,2023,40(6):1315-1323.

A-weighted sound pressure level to the frequency band on both sides to achieve the purpose of noise reduction. The noise value is reduced by 1.38 dB.

Key words: engine cooling fan; aerodynamic performance; aerodynamic noise; fluid simulation; bionic composite structure; vortex

发动机冷却风扇是水冷内燃机冷却系统的重要部件,其消耗的功率占到发动机输出功率的5% ~ 8%,同时它也是车内外噪声的重要来源之一[1]。因此,提高冷却风扇的气动性能和降噪是重要的研究课题。

针对以上问题,专家学者进行了大量研究,LONGHOUSE[2]发现叶尖涡对叶片负荷和气动噪声有很大影响,前一叶片产生的叶尖涡与后一叶片相互作用使得风机的性能降低。OTA等[3]通过研究导流小翼,并对其结构进行改进后,设计出叶尖有环形结构的风扇,利用CFD技术进行仿真,发现环形结构能够有效地改善风扇叶尖处的回流现象,使得静压效率大幅提高,噪声也有所下降。

随着仿生技术的不断发展,更多的学者开始从仿生学的角度研究冷却风扇相关问题,MIKLOSOVIC等[4]将座头鲸胸鳍部位的结构进行优化,并将凸包结构应用于风力机叶片上,结果发现这一结构有减阻的功能,且能够有效抑制叶片前缘气流的分离,从而使噪声降低。梁桂强[5]依据猫头鹰的生物样本,在风机叶片的边缘设计了锯齿形的结构,结果使风机运行噪声降低。

本研究提取了大白鲨和蝼蛄这2种生物体的体表结构,设计出一种仿生复合结构,并利用CFD仿真技术对叶片压力面设置仿生复合结构和不设置仿生复合结构的两款风扇进行数值计算,分析风扇的内流场和声场,从而研究加入仿生复合结构后对冷却风扇的气动性能和噪声的影响机理。

1 仿生复合结构设计

1.1 冷却风扇原型

本研究将一款型号为Z550-10A的风扇作为研究原型(简称为原风扇)。该风扇为10叶片,等间距分布。原型风扇的主要尺寸参数为风扇直径为550 mm,轮毂直径为194 mm,叶根安装角为37.2°,叶尖安装角为35.2°,叶根弦长为68 mm,叶尖弦长为87 mm,叶根厚度为5.2 mm,叶尖厚度为3 mm。原风扇的三维模型如图1所示。

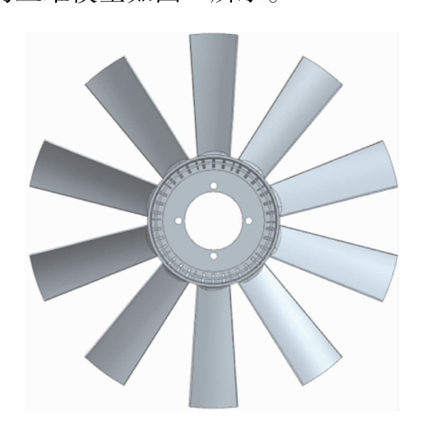
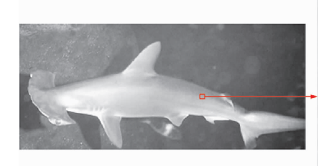


图1 原风扇三维模型

Fig. 1 Original fan 3D mode

1.2 仿生复合结构简图

研究发现,鲨鱼之所以能够在海洋中快速且无声地游行是由于其身体表面附着一层特殊结构,该结构称之为“盾鳞”。如图2所示,盾鳞整体上呈现为菱形,正因这种菱形结构的导流作用,使得鲨鱼表皮的流动层结构被优化,进而可以高速、无声地前行[6]。使用电镜扫描蝼蛄壳,会发现其体表布满了坑状结构,如图3所示。由于蝼蛄体表凹坑结构的存在,使得体表接触黏土的面积减少,进而减小了接触压力,实现减阻的能力,且凹坑内部容易储蓄气体,导致大气负压减小,涡流的尺度减小,使得噪声减少,可以安静地穿梭于土壤之间[7]。受此启发,提取鲨鱼表面的菱形结构和蝼蛄壳体表的凹坑结构,对冷却风扇叶片进行仿生优化设计与试验,以达到提高风扇气动性能并降低噪声的目的。



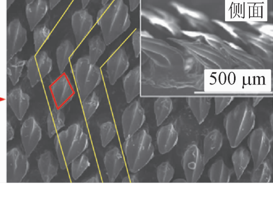


图2 鲨鱼皮表面菱形结构图

Fig. 2 Diamond structure of shark skin surface

如图4所示,将鲨鱼体表的菱形结构和蝼蛄壳体表面的凹坑结构提取出来并做近似简化后重构于

原冷却风扇压力面上,得到一款仿生耦合风扇(简称为复合结构耦合仿生风扇)。图 5 为复合结构耦合仿生风扇单个叶片的二维示意图,复合仿生结构按照径向 4 列,周向 6 行均匀分布,起始于叶片展开方向 32.9% 处,终止于叶片展开方向 88.8% 处。周向每行相邻的菱形和凹坑结构之间距离 $a=16$ mm,菱形结构边长 $b=3$ mm,高度 $d=3$ mm,径向每列相邻的菱形和凹坑结构之间距离 $c=20$ mm,凹坑结构为圆柱状,其半径 $r=1.5$ mm,深度 $e=3$ mm。

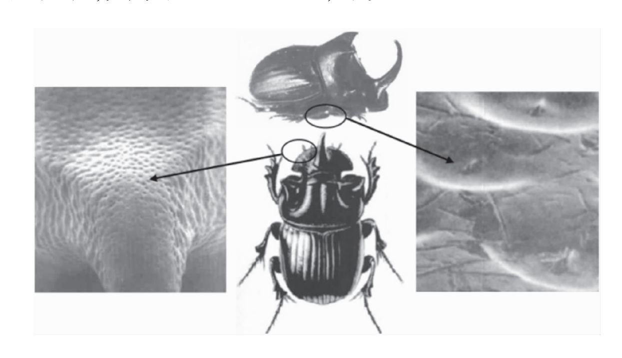


图 3　蜣螂表面结构电镜扫描图[8]

Fig. 3　Scanning electron microscopy of the surface structure of dung beetles[8]

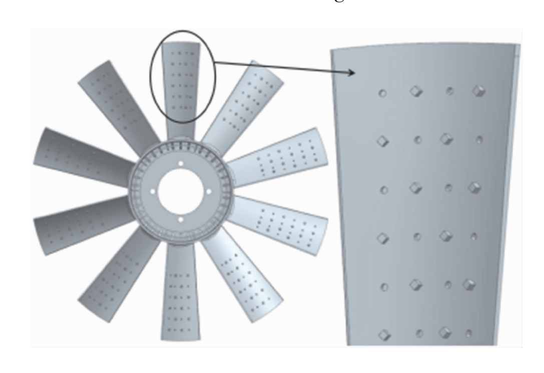


图 4　复合结构耦合仿生风扇三维模型

Fig. 4　3D model of composite structure coupled bionic fan

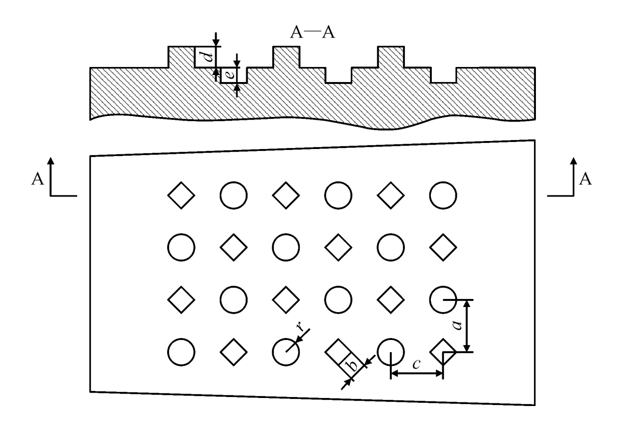


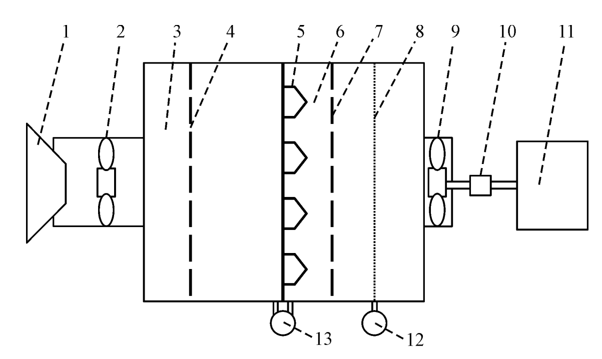
图 5　复合结构耦合仿生风扇单叶片二维示意图

Fig. 5　Two-dimensional diagram of single blade of composite structure coupled bionic fan

2　冷却风扇气动性能试验及数值模拟方法验证

2.1　气动性能试验

冷却风扇气动性能试验所需的试验台是根据 GB/T 1236—2000《工业通风机用标准化风道进行性能试验》[9]建立的。本次试验采用 A 型风室式试验设备,图 6 为风室式装置结构原理示意图[10]。



1—节流阀; 2—辅助通风机; 3、6—试验风室; 4、7—整流阀;
5—喷嘴; 8—压力测量面; 9—测试对象; 10—扭矩、速度传感器;
11—驱动电机; 12、13—压力计

图 6　风室式装置结构原理示意图

Fig. 6　Schematic diagram of air chamber device structure

风室式试验装置主要包括驱动电机、风室和可变流量控制系统。驱动电机 11 模拟发动机为冷却风扇提供动力,实现运转;风室内设有整流阀 4、7 以便稳定内部气流;通过控制喷嘴 5 开闭数量来调节气体流量大小;测试大流量点时,通过辅助通风机 2 补足气流;读取压力计 12、13 的示数得到风扇的静压值;传感器 10 可测出驱动电机扭矩值。

2.2　气动性能数值模拟模型的建立

为了模拟风扇的工作状态,参照图 6 所示的试验台做简化处理后,建立了相应的计算模型,如图 7 所示,主要由相同尺寸的进口区、测量风扇静压值的压力监测面、研究对象、过渡区以及出口直径尽可能大的出口区组成。进口区直径为 3 m,出口区直径为 6 m,为了保证计算精度和速度,进口和出口区采用六面体网格,风扇和过渡区采用四面体网格,风室试验台网格计算模型示意图如图 8 所示。

本研究的冷却风扇网格在 Hypermesh 软件中完成,且轮毂中间结构全部简化填充为实体,以便节省计算时间。最终风扇网格模型如图 9 所示。

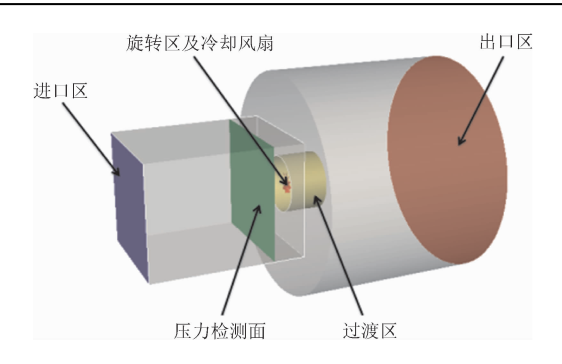


图 7 风扇气动性能计算模型

Fig. 7 Fan aerodynamic performance calculation mode

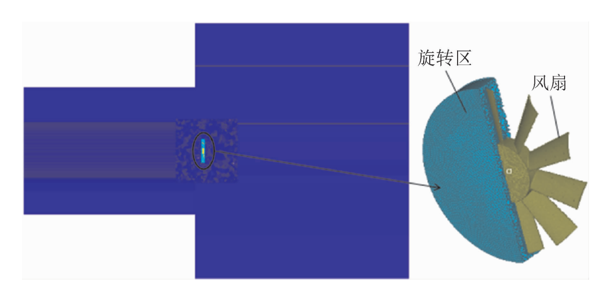


图 8 风室试验台网格计算模型示意图

Fig. 8 Schematic diagram of grid computing model of wind laboratory bench

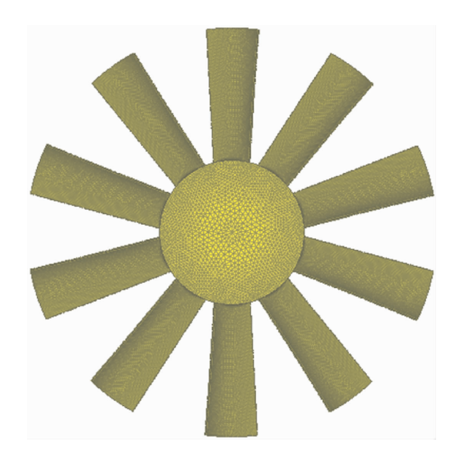


图 9 风扇网格划分模型

Fig. 9 Fan meshing mode

2.3 模型参数及边界条件设置

2.3.1 模型参数设置

在 Fluent 软件中设置模型参数及边界条件，求解器选择压力基求解器；湍流模型选择修正后的 RNG k-ε 模型；在整个计算模型中，风扇周围的旋转区是转动的，其他区域都是静止不动的，所以选择多重参考系模型（MRF 模型）；流场数值计算方法采用 SIMPLE 算法；采用标准格式求解连续性方程；采用一阶迎风格式求解动量方程；采用幂次定律求解湍流动能；采用二阶迎风格式求解湍流耗散率。

2.3.2 模型边界条件设置

模型入口定义为质量流量入口，可任意改变入口流量；模型出口为压力出口，与外界大气相连；风扇定义为可旋转的；四面体网格与六面体网格之间的交界面定义为非一致边界面；进口管道内设置监测面用来检测静压，并定义为内部监测面。

2.4 网格无关性验证

在模型数值模拟计算中，为了减小仿真误差，需要进行网格无关性验证[11]。对风扇选取 3 种网格密度进行划分，模型计算结果如表 1 所示，当网格总数由 193.1 万增加到 256.5 万时，静压、功率以及效率相差均不超过 2.3%，可知，结果无较大差别，网格已呈现无关性，为了提高计算效率，选取 193.1 万的网格模型进行模拟计算。

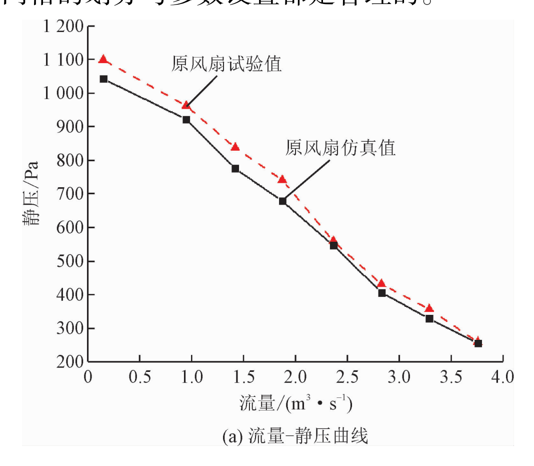
表 1 网格无关性验证

Tab. 1 Grid independence verification

网格总数/万	转速/(r · min^{-1})	流量/(m^3 · s^{-1})	静压/Pa	功率/kW	效率/%
153.6	2 400	3.75	226.16	3.91	21.69
193.1	2 400	3.75	255.63	4.27	22.45
256.5	2 400	3.75	261.45	4.28	22.90

2.5 风扇性能数值计算与试验对比验证

利用上述所建立的 CFD 模型进行数值计算，转速设为 2 400 r/min，仿真结果与试验数据对比如图 10 所示。由图可知，流量在 0.15 ~ 3.75 m^3/s 区间内，原风扇静压、轴功率以及静压效率的试验值与仿真值最大误差分别为 8.42%、6.90%、8.94%，均不超过 9% 的误差，且试验值与仿真值的变化趋势是一致的，说明前文建立的气动性能仿真模型是正确的，网格的划分与参数设置都是合理的。



(a) 流量-静压曲线

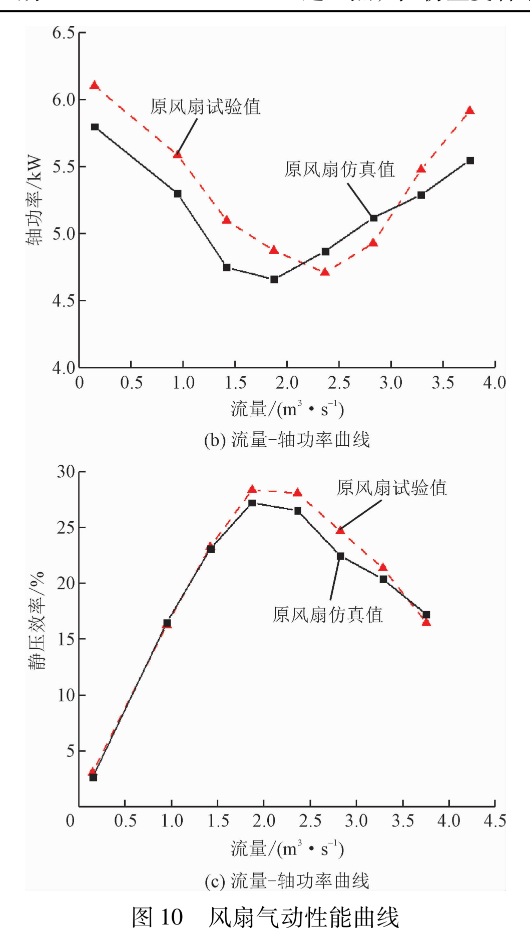


图 10　风扇气动性能曲线

Fig. 10　Fan aerodynamic performance curve

3　冷却风扇气动噪声试验及数值模拟方法验证

3.1　气动噪声试验

冷却风扇的气动噪声试验台是根据 GB/T 2888—2008《风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》[12]建立的,在宁波雪龙公司半消声室内完成试验。半消声室的空间尺寸为 4.0 m×3.8 m×3.4 m,示意图如图 11 所示。

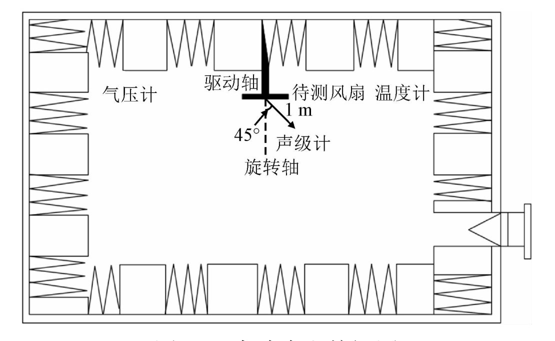


图 11　半消声室俯视图

Fig. 11　Fan aerodynamic performance curve

驱动电机放置于半消声室外侧,通过驱动轴与风扇相连并带动风扇旋转;噪声测试点(声压计放置处)距离地面高 1 m,在风扇出口中心 1 m 处并与旋转轴处于同一水平高度成 45°。

3.2　气动噪声仿真模型的建立

为了使气动噪声仿真模型与试验情况相近,建立的模型忽略了旋转轴、声压计、支撑机构等配件的影响。图 12 为风扇噪声计算域。风扇的中心为坐标原点,气流出口方向为 Z 轴正方向。为方便网格划分及边界条件设置,将该模型划分成 5 个子区域,分别为旋转区 R1、网格过渡区 R2 和 R3、入口区 R4、出口区 R5。R1 的直径为风扇直径的 1.1 倍,宽度为风扇轴向宽度的 1.1 倍;R4 的长度为风扇直径的 6 倍;R5 的长度为风扇直径的 10 倍;整个计算域的直径为风扇直径的 6 倍。

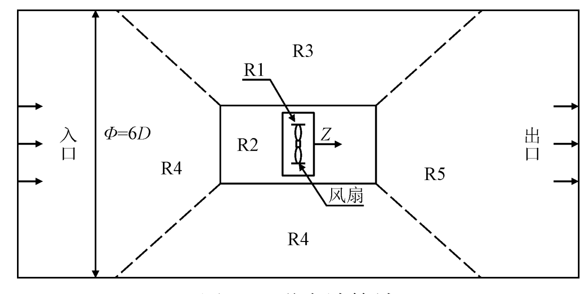


图 12　噪声计算域

Fig. 12　Noise computation domain

旋转区 R1 和网格过渡区 R2 采用四面体网格,网格过渡区 R3 为五面体网格,入口区 R4 和出口区 R5 均采用六面体网格。旋转区 R1 体网格采用线性递增方式从 2 mm 增长至 8 mm,网格数约 168 万;计算域总网格数约为 255 万。网格模型如图 13 所示。

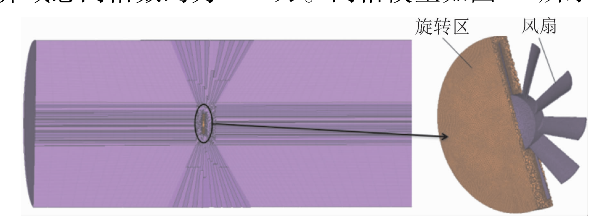


图 13　几何网格模型

Fig. 13　Geometric mesh model

3.3　边界条件及参数设置

模型入口和出口选择压力边界,风扇为旋转壁面,其余均为静止壁面,旋转域与静止域交界面设置 3 组 interface 面用来传递两者的信息。

噪声的流场分析涉及到瞬态计算,为了缩短计算时间,首先进行稳态数值计算,当稳态收敛后,将

计算结果作为瞬态计算的初始值，湍流模型更改为大涡模型（LES），压力-速度耦合选择 PISO 算法，压力格式为 PRESTO!，旋转区设置成动网格，最后，引入FW-H方程，并在距离风扇下游 1 m 处设置 4 个监测点，求解风扇总声压级。监测点具体坐标如表 2 所示。

表 2 监测点

Tab. 2 Monitoring points

监测点	坐标
A	(0.707,0,0.707)
B	(−0.707,0,0.707)
C	(0,0.707,0.707)
D	(0,−0.707,0.707)

3.4 气动噪声仿真与试验结果对比

选取并试验相同的 5 组转速进行噪声仿真计算，取 4 个监测点声压级的平均值作为每个转速下的噪声仿真值，并与试验值对比，结果如表 3 所示。

表 3 试验与计算结果

Tab. 3 Test and calculation results

转速/(r · min⁻¹)	试验值/dB	仿真值/dB	误差/%
1 200	82.77	81.42	1.63
1 600	88.64	88.08	0.63
2 000	93.14	92.58	0.60
2 400	97.96	96.77	1.21
2 800	102.18	99.55	2.57

由表 3 可知，随着转速的增加，风扇产生的噪声值也在不断地增加，且试验值普遍略高于仿真值，由图 14 能够直观地发现气动噪声的试验与模拟结果的变化趋势是一致的，且误差在 0.60% ~2.57% 之间，即使在转速为 2 800 r/min 时，误差也未超过 3.00%，可见，所构建的气动声学仿真模型是能够模拟实际试验情况，设置的参数条件也是正确的，能够满足接下来的仿生风扇气动声学的预测。

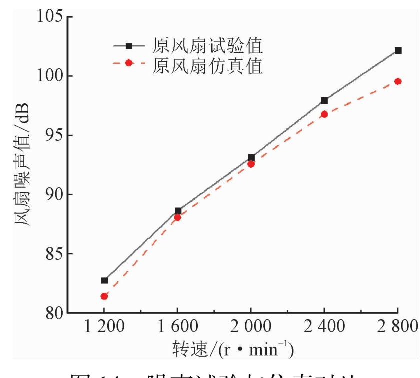


图 14 噪声试验与仿真对比

Fig. 14 Noise test and simulation comparison

4 风扇数值模拟计算结果对比分析

4.1 气动性能对比

在实际工作环境中，低流量区的流场具有不稳定性，所以对于高流量区的研究更具有意义。由图 15(a) 可以看出，在 2.36 ~ 3.75 m^3/s 流量区间内，复合结构耦合仿生风扇静压值的提升较为明显，最大提高了 13.11% 左右。可知，在大流量区间内，仿生风扇静压优于原风扇。

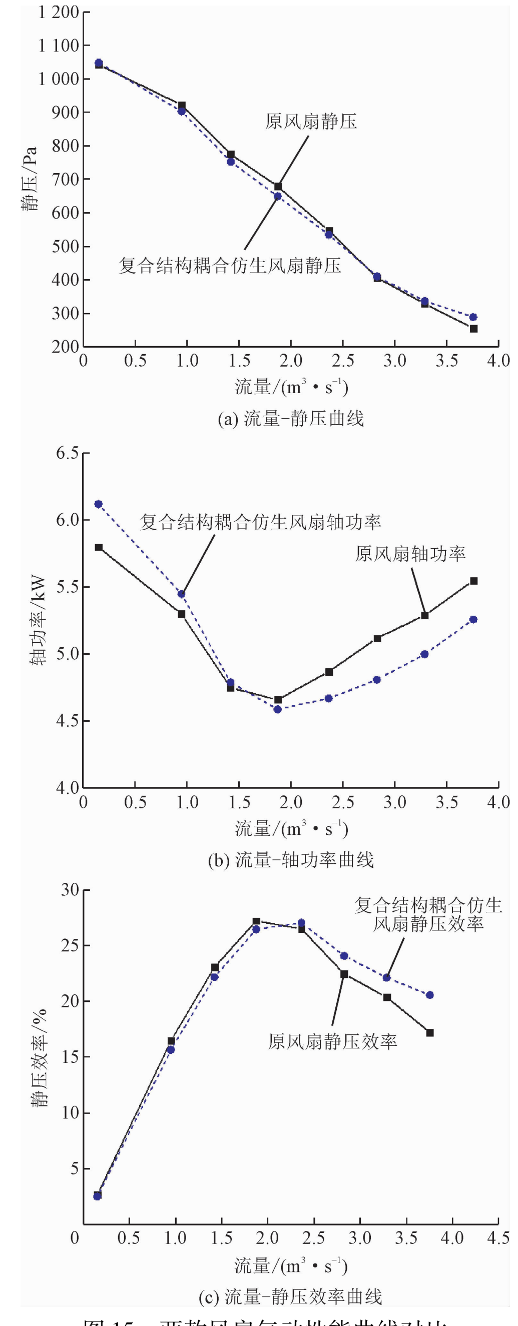


图 15 两款风扇气动性能曲线对比

Fig. 15 Fan aerodynamic performance curve

由图 15(b)可以看出,在大流量区间 1.87 ~ 3.75 m^3/s 内,复合结构耦合仿生风扇消耗的轴功率少于原风扇,最大降低了 6.01% 的功率,使得复合结构耦合仿生风扇的静压效率有所提升,最大提升了 3.35% 左右。综上所述,复合结构耦合仿生风扇的气动性能在大流量区的提升效果较为显著。

图 16 所示为两款风扇压力面的静压分布云图(单位:Pa),由图可以看出两款风扇压力面静压分布趋势是一致的。风扇叶尖部分以及靠近叶尖的后缘部位静压值相对较大。从图 16(b)中可以看到,复合结构耦合仿生风扇压力面静压整体变大。菱形和凹坑结构附近的静压较原风扇均有所增加,静压最大值增长了 11.2%,风扇的做功能力得到提升。

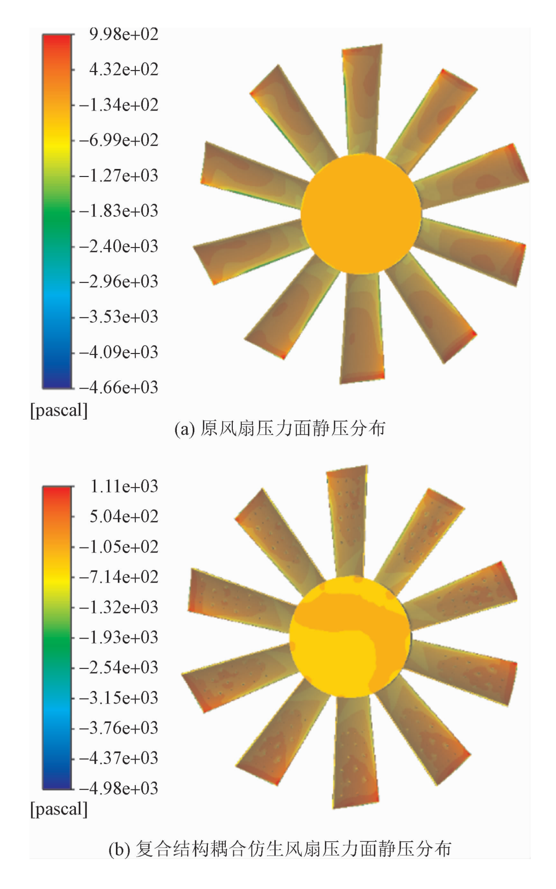


图 16　两款风扇静压分布云图

Fig. 16　Two fan static pressure distribution cloud map

图 17 所示为两款风扇压力面的速度矢量图(单位:$m \cdot s^{-1}$),从图中能够发现,由于风扇和空气的相互作用,导致高速区集中在叶片前缘靠近叶尖部分,沿着叶高方向速度逐渐减小,靠近叶根和轮毂部分最小。而复合结构耦合仿生风扇的高速区范围缩小,且速度最大值下降了 3.8%,使消耗的轴功率有所降低,提高了风扇的做功效率。

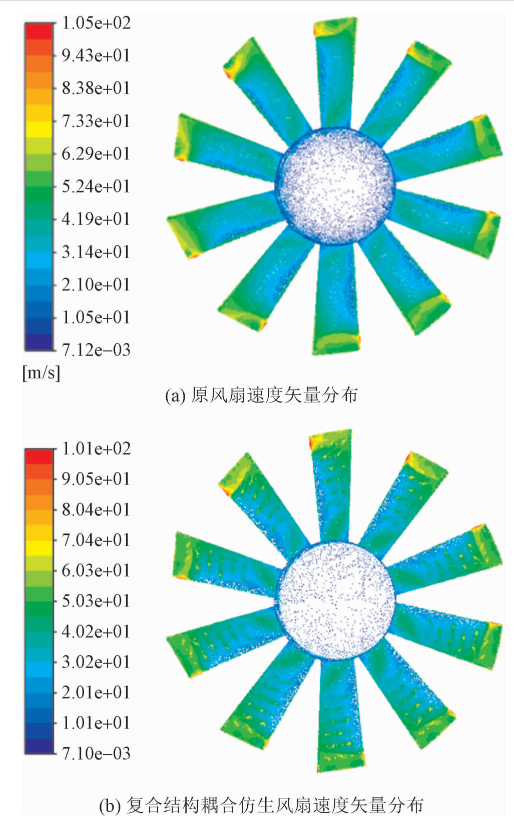


图 17　两款风扇速度矢量图

Fig. 17　Two fan speed vector cloud map

图 18 所示为两款风扇压力面涡量云图(单位:s^{-1}),由图可知,复合结构耦合仿生风扇的整体涡量值较原风扇有所增加,靠近复合结构的区域涡量增长十分明显,且压力面上涡量大而不均匀。

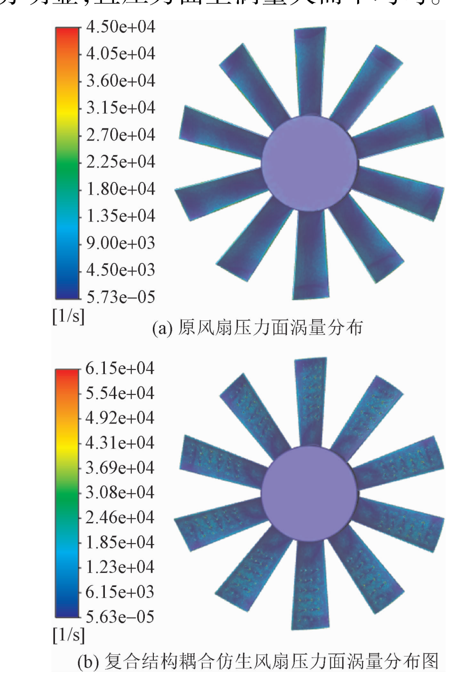


图 18　两款风扇涡量云图

Fig. 18　Two fan vorticity cloud map

4.2　气动噪声对比

可见,复合仿生结构可以将其附近杂乱无章的大涡流分割成无数的小涡流,从而改善叶片表面的涡流分布,减小涡流噪声。

图19所示为两款风扇的声压级频谱曲线,由图可知,在风扇基频($f=266.67$ Hz)处出现峰值,反观复合结构耦合仿生风扇的频谱图不难发现,在通过频率处声压级峰值较原风扇有了一定的降低,说明此处声能已向基频两侧的频率段扩散,从而降低了风扇的噪声。两款风扇的数值仿真结果如表4所示,转速为1 600 r/min。由表可知,复合结构耦合仿生风扇的噪声值下降了1.38 dB。

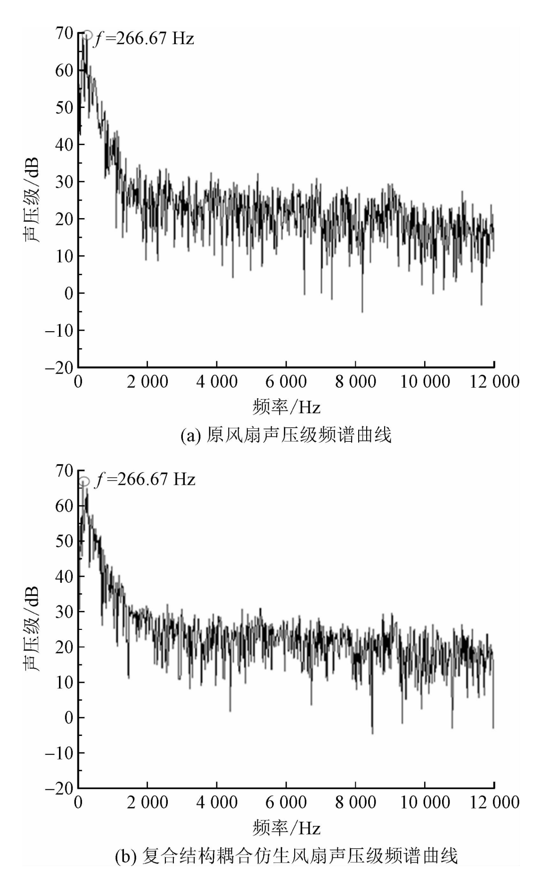


图19　两款风扇声压级频谱曲线

Fig.19　Two fan sound pressure level spectrum curve

表4　两款风扇噪声仿真计算结果

Tab.4　Two fan noise simulation results

风扇名称	原风扇	复合结构耦合仿生风扇
噪声值/dB	88.08	86.70

为了进一步对比两款风扇旋转噪声峰值所在的频段和涡流噪声的分布情况,选取更接近人耳对声音响度感觉的A计权总声压级[13],绘制如图20所示的两款风扇1/3倍频程曲线。由图20可知,在250~800 Hz频段内,原风扇的A计权峰值为74 dB,且在该频段两侧有断崖式地下降,复合结构耦合仿生风扇A计权峰值为71 dB,较原风扇降低了3 dB。在频率大于5 000 Hz的频率段内,涡流噪声以宽频形式呈现,由图20得知,复合结构耦合仿生风扇涡流噪声较原风扇有所下降,这也说明仿生复合结构设置在风扇压力面上能够降低涡流噪声。

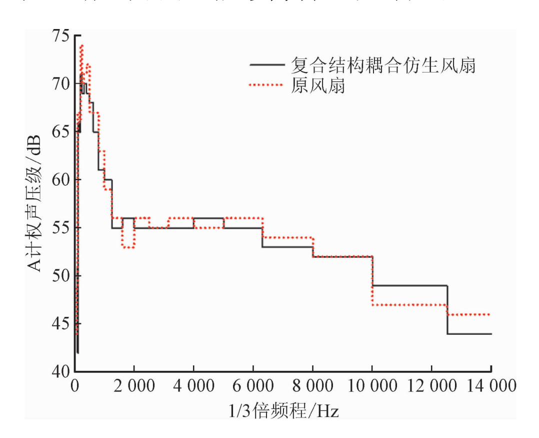


图20　两款风扇1/3倍频程曲线

Fig.20　Two fan 1/3 octave curve

5　结　论

根据对两款风扇气动性能和噪声的数值模拟计算结果分析,得到以下几点结论。

1)本研究建立了与气动性能和气动噪声试验台对应的仿真模型,确定了模型边界条件和参数的设置方法,并将计算结果与试验值对比,得到静压最大误差为8.42%,噪声的最大误差为2.57%,符合工程要求,所构建的仿真模型是正确的,所有参数条件是合理的。

2)根据对鲨鱼、蜣螂这2种生物的仿生研究,设计了一款复合结构耦合仿生风扇,通过对计算结果的分析发现,在大流量区间内,仿生风扇的静压提高,消耗的轴功率减小,气动性能有了明显地提升。

3)通过对涡量分布云图以及声场频谱图的分析发现,仿生复合结构可以分割大涡流,从而改善叶片表面紊流附面层的涡流分布。同时,可以将A计权声压级峰值调配至两侧频率段内,从而降低风扇噪声,风扇总声压级下降了1.38 dB。

参考文献:

[1]　陈家瑞.汽车构造(上册)[M].北京:人民交通出版社,2002:

240-246.

[2] LONGHOUSE R E. Control of tip-vortex noise of axial flow fans by rotating shrouds[J]. Journal of sound and vibration,1978,58(2):201-214.

[3] OTA H,YUICHI K,YUKIO O,et al. Development of high efficient radiator cooling fan for automotive application [C]//SAE 2013 World Congress & Exhibition. Warrendale,PA,USA:SAE International,2013:2013-01-1293.

[4] MIKLOSOVIC D S,MURRAY M M,HOWLE L E,et al. Leading-edge tubercles delay stall on humpback whale (Megaptera novaeangliae) flippers[J]. Physics of fluids,2004,16(5):L39-L42.

[5] 梁桂强. 轴流风机降噪技术的仿生学研究[D]. 长春:吉林大学,2005.

[6] BÜTTNER C C,SCHULZ U. Shark skin inspired riblet structures as aerodynamically optimized high temperature coatings for blades of aeroengines[J]. Smart materials and structures,2011,20(9):094016.

[7] 任露泉,丛茜,陈秉聪,等. 几何非光滑典型生物体表防粘特性的研究[J]. 农业机械学报,1992,23(2):29-35.
REN Luquan,CONG Qian,CHEN Bingcong,et al. A study on the adhesion reducing character of geometric nonsmooth surface of typical animal[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery,1992,23(2):29-35(in Chinese).

[8] 程红,孙久荣,李建桥,等. 臭蜣螂体壁表面结构及其与减粘脱附功能的关系[J]. 昆虫学报,2002,45(2):175-181.
CHENG Hong,SUN Jiurong,LI Jianqiao,et al. Structure of the integumentary surface of the dung Beetle Copris ochus Motschulsky and its relation to non-adherence of substrate particles[J]. Acta entomologica Sinica,2002,45(2):175-181(in Chinese).

[9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 工业通风机 用标准化风道性能试验:GB/T 1236-2017[S]. 北京:中国标准出版社,2017.

[10] 唐彪. 汽车发动机冷却风扇优化设计研究[D]. 广州:华南理工大学,2016.

[11] NASHIMOTO A,AKUTO T,NAGASE Y,et al. Aerodynamic noise reduction by use of a cooling fan with winglets[C]//SAE 2003 World Congress & Exhibition. Warrendale,PA,USA:SAE International,2003:2003-01-0531.

[12] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法:GB/T 2888—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2009.

[13] 张宗茂,顾熙棠. 降低轴流风机噪声的两种方法[J]. 宁波大学学报(理工版),1989,2(1):79-87.
ZHANG Zongmao,GU Xitang. Two methods on the noise reduction in axial flow fans[J]. Journal of Ningbo University(natural science & engineering edition),1989,2(1):79-87(in Chinese).

(编辑　史淑英)

